

А.Д. Шамровский, проф., д-р техн. наук

Запорожская государственная инженерная академия

М.А. Шамровский, асп.

Запорожский национальный технический университет

Увеличение жесткости элементов конструкции шлифовального станка с ЧПУ как условие увеличения точности и качества шлифования изделий с криволинейным профилем в поперечном сечении

Рассматриваются вопросы изменения жесткости ключевых элементов конструкции шлифовального станка с ЧПУ с использованием современных типов двигателей: линейного и моментного. Показано, что при достаточной жесткости конструкции станка можно построить упрощенную процедуру вычисления межосевого расстояния с чисто геометрической точки зрения.

шлифование, ЧПУ, жесткость, криволинейный профиль, точность, качество, линейный двигатель, моментный двигатель

Введение. В настоящее время развита теория [1, 2], в которой для расчета межосевого расстояния при шлифовании изделий сложной формы на станках с ЧПУ предлагается учитывать деформации элементов конструкции станка при помощи соответствующих систем дифференциальных уравнений. Такой подход является, безусловно, адекватным существу вопроса с теоретической точки зрения. Однако на практике отыскание параметров указанных систем дифференциальных уравнений, т.е. приведенных масс и приведенных жесткостей затруднено и может производиться достаточно приближенно. Это приводит к соответствующему снижению точности расчетов. Кроме того, динамические эффекты в виде колебаний элементов станка невозможно учесть предварительно, до начала шлифования. Следовательно, систему дифференциальных уравнений необходимо решать в процессе шлифования, т.е. очень быстро. Современные процессоры, входящие в состав ЧПУ, не в состоянии решать подобные проблемы.

Поэтому в данной работе рассматриваются меры по значительному увеличению жесткостей элементов конструкции станка, в первую очередь, за счет изменения конструкций шлифовальной бабки (ШБ) и передней бабки (ПБ).

При таких условиях появляется возможность пренебречь деформациями станка в процессе шлифования и рассчитывать траекторию хода шлифовального круга (ШК) геометрическими методами.

Основная часть. Основным элементом, управляющим перемещением шлифовальной бабки, как правило, является винтовая пара. Однако, при шлифовании деталей сложной криволинейной формы в поперечном сечении приходится использовать реверс, т.е. изменение направления движения ШБ. Как известно, при этом происходит выбор люфта. Хотя в современных конструкциях винтовых пар предпринимается ряд конструктивных решений с целью уменьшения люфта при реверсе, полностью устранить его невозможно; даже самый маленький люфт в несколько микрон приводит к характерным дефектам на поверхности детали в виде соответствующих впадин. Та-

ким образом, для цели особо точного шлифования изделий сложной формы винтовая пара мало пригодна.

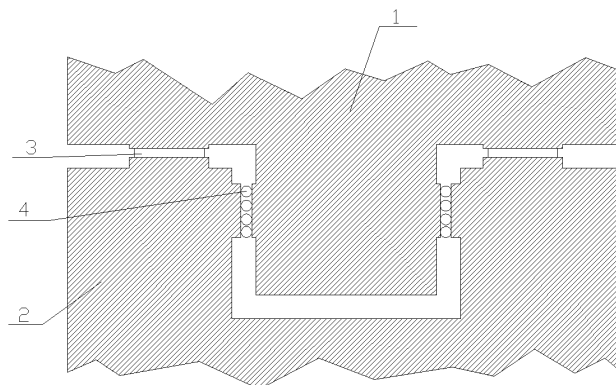
Использование гидравлических приводов для перемещения ШБ, теоретически, устраняет люфт. Однако такие привода значительно уменьшают точность хода по траектории за счет запаздывания управляющего воздействия.

В связи с этим предлагается использование вполне доступной в настоящее время конструкции типа линейного двигателя (рис. 1).



Рисунок 1 – Схема линейного двигателя для перемещения шлифовальной бабки станка

По сравнению с указанными выше конструкциями линейный двигатель практически не имеет люфта при реверсе, имеет малое время реакции на команды ЧПУ, что позволяет пренебрегать этим временем, дает возможность движения ШБ с большими скоростями и ускорениями.



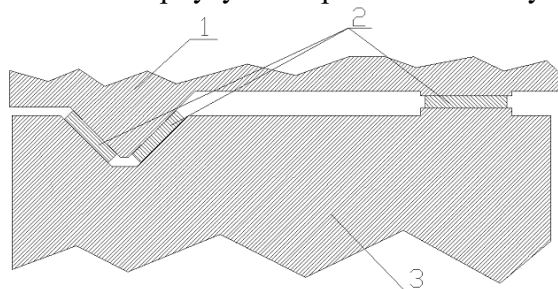
1 — шлифовальная бабка; 2 — подкладная плита; 3 — ролики; 4 — шарики

Рисунок 2 – Пример П-образных направляющих

Указанные достоинства линейного двигателя могут вызвать определенные проблемы, при использовании стандартных конструкций ШБ:

а) большие ускорения и скорости подачи нагружают вертикальные компоненты в П-образных направляющих (рис. 2), что может привести к образованию поперечного люфта для ШБ; это, в свою очередь, приводит к продольному люфту на ШК, поскольку он находится в стороне от направляющей;

б) ось вращения шпинделя ШК, установленного в гидростатических подшипниках, смещается по отношению к корпусу ШБ при больших ее ускорениях;



1 — шлифовальная бабка; 2 — ролики; 3 — подкладная плита для шлифовальной бабки

Рисунок 3 – Пример V-образной направляющей

В связи с этим предлагается изменить конструкцию подкладной плиты и ШБ, применив стандартные V-образные направляющие (рис. 3).

V-образная форма направляющей позволяет, за счет веса ШБ и силы магнитного притяжения линейного двигателя обеспечить отсутствие поперечных смещений. Для уменьшения трения и износа предлагается использовать роликовые линейные подшипники.

Для устранения запаздывания шпинделя ШК, вызванного гидростатическими или гидродинамическими подшипниками, при ускорении ШБ рекомендуется применять ультрапрецизионные подшипники качения.

Рассмотрим типичную конструкцию передней бабки. Двигатель при помощи хвостовика небольшого диаметра соединяется с осью шпинделя. Эта ось также имеет относительно небольшой диаметр, хотя и больший, чем диаметр хвостовика. С противоположной стороны оси шпинделя крепится изделие, к которому прикладывается усилие со стороны ШК. В итоге получается довольно длинный и тонкий вал, реагирующий на нагрузку заметным скручиванием и прогибом.

Предлагается конструкция, опирающаяся на использование так называемого моментного встраиваемого двигателя, который представляет собой кольцо, надеваемое на шпиндель. Это дает возможность резко увеличить диаметр шпинделя. Кроме того, для увеличения жесткости на изгиб, применяются двойные роликовые подшипники, создающие дополнительные точки опоры. Внешний вид соответствующей конструкции изображен на рис. 4.

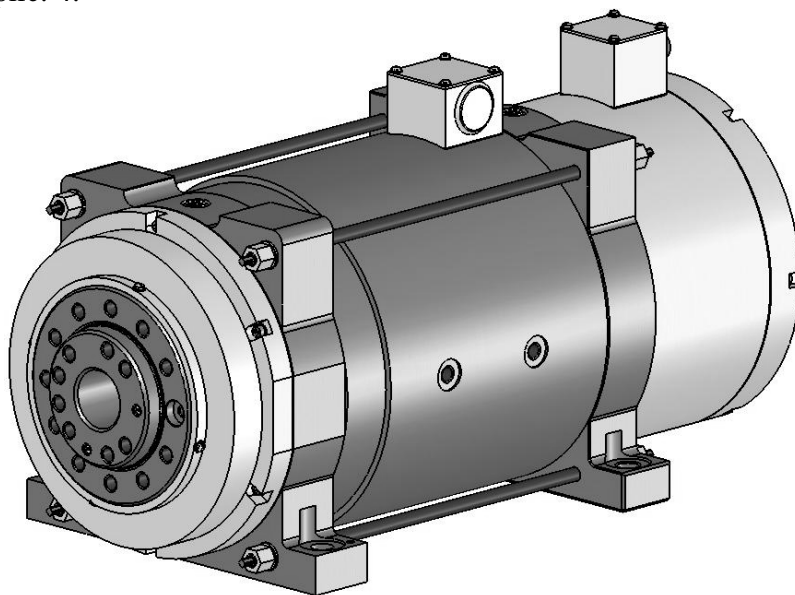


Рисунок 4 – УММШ105 Универсальный моментный мотор-шпиндель
№1 исполнение 0 конус морзе 5. Диметрия

Соответствующие расчеты на скручивание для исходного и предлагаемого шпинделей производились при помощи обычных формул на кручение для стержня переменного кругового сечения. Угол скручивания для нового шпинделя примерно в 30 раз меньше чем такой угол для прежнего шпинделя. При этом учитывалась геометрия шпинделей и приложенные на концах крутящие моменты.

Сложнее обстоит вопрос с расчетами на изгиб. Шпиндель представляет собой балку переменного поперечного сечения на нескольких опорах (в случае двух двухрядных подшипников – 4 опоры). Для таких, достаточно сложных, конструкций готовых формул нет. Малоэффективным является и применение каких-либо известных компью-

терных программ. Поэтому соответствующая математическая задача была решена заново.

Запишем дифференциальные уравнения изгиба балки [3]:

$$\theta = y', \quad M = EJy'', \quad Q = (EJy'')', \quad q = (EJy'')'' \quad (1)$$

Пусть момент инерции сечения является переменной величиной:

$$J = J(z). \quad (2)$$

Будем также считать, что распределенная нагрузка отсутствует: $q = 0$. Это отвечает пренебрежению весом шпинделя по сравнению с внешними нагрузками. Тогда уравнения (1) решаются следующим образом:

$$\begin{aligned} (EJy'')'' = 0 &\Rightarrow Q = (EJy'')' = A = \text{const} \Rightarrow \\ M = EJy'' = Az + B &\Rightarrow y'' = A \frac{z}{EJ(z)} + B \frac{1}{EJ(z)} \Rightarrow \\ \theta = y' = Af(z) + Bg(z) + C; \quad f(z) &= \int_0^z \frac{\zeta d\zeta}{EJ(\zeta)}, \quad g(z) = \int_0^z \frac{d\zeta}{EJ(\zeta)} \\ y = Ae(z) + Bh(z) + Cz + D; \quad e(z) &= \int_0^z f(\zeta) d\zeta, \quad h(z) = \int_0^z g(\zeta) d\zeta. \end{aligned} \quad (3)$$

Записанные здесь интегралы в произвольном случае не сложно находятся каким-либо численным методом.

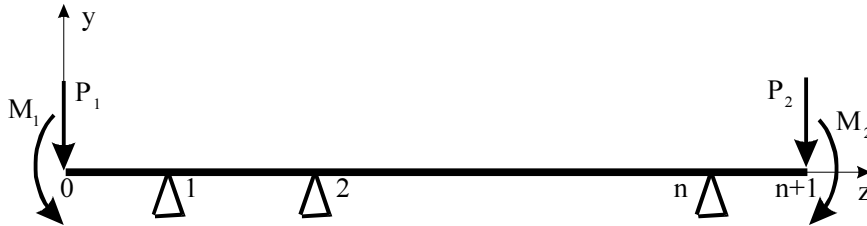


Рисунок 5 – Пример балки с n опорами

Для балки, изображенной на рис. 5, имеем:

$$y_i = A_i e(z) + B_i h(z) + C_i z + D_i, \quad \theta_i = y'_i = A_i f(z) + B_i g(z) + C_i; \quad (4)$$

$$M_i = EJ(z)y''_i = A_i z + B_i, \quad Q_i = [EJ(z)y''_i]' = A_i \quad (i=1, \dots, n+1).$$

Граничные условия:

$$z_0 = 0 \quad M = -R_1, \quad Q = -P_1; \quad (5)$$

$$z = z_{n+1} \quad M = -R_2, \quad Q = P_2;$$

$$z = z_i \quad y_i = 0, \quad y_{i+1} = 0, \quad \theta_i = \theta_{i+1}, \quad M_i = M_{i+1} \quad (i=1, \dots, n).$$

В соответствии с (4) имеем:

$$B_1 = -R_1, \quad A_1 = -P_1; \quad (6)$$

$$A_{n+1} z_{n+1} + B_{n+1} = -R_2, \quad A_{n+1} = P_2;$$

$$A_i e(z_i) + B_i h(z_i) + C_i z_i + D_i = 0;$$

$$A_{i+1} e(z_i) + B_{i+1} h(z_i) + C_{i+1} z_i + D_{i+1} = 0;$$

$$A_i f(z_i) + B_i g(z_i) + C_i - A_{i+1} f(z_i) - B_{i+1} g(z_i) - C_{i+1} = 0;$$

$$A_i z_i + B_i - A_{i+1} z_i - B_{i+1} = 0 \quad (i=1, \dots, n).$$

Решая систему уравнений (6), находим коэффициенты и получаем окончательные результаты из (4).

На рис. 6 изображено поперечное сечение шпинделя.

Для такого шпинделя, рассматриваемого как балка на четырех опорах (один подшипник – две опоры) с нагрузкой на левом конце в виде перерезывающей силы и изгибающего момента произведены соответствующие расчеты, результаты которых графически изображены на рис. 7 (прогиб) и 8 (угол наклона касательной).

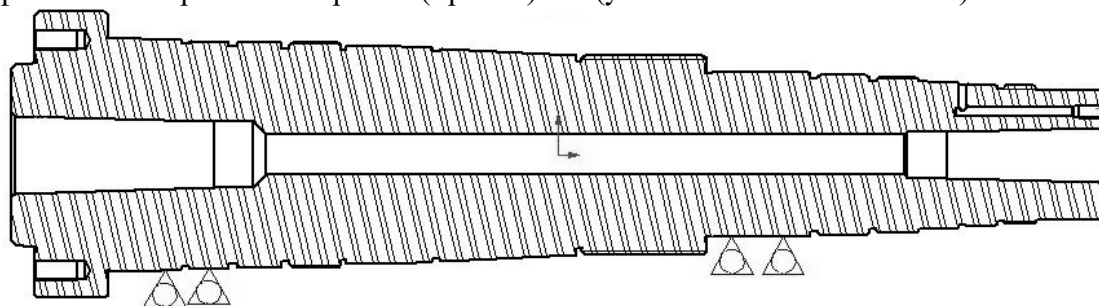


Рисунок 6 – Чертеж поперечного сечения шпинделя УММШ105.60001



Рисунок 7 – Прогиб оси шпинделя

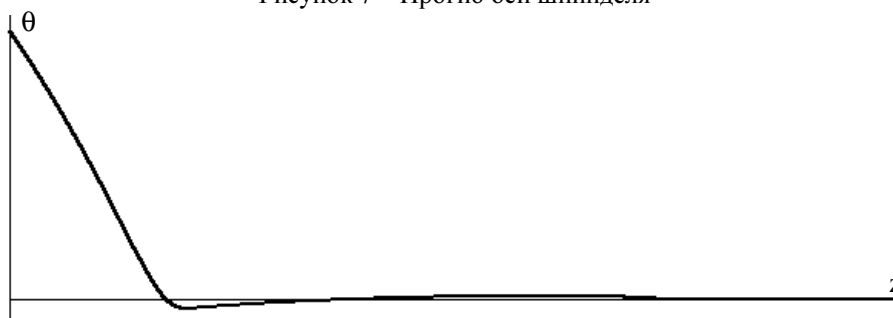


Рисунок 8 – Угол наклона касательной к оси шпинделя

Ввиду большой жесткости конструкции заметные деформации наблюдаются только вблизи нагруженного конца. Сравнение с аналогичными просчетами для существующих шпинделей показало уменьшение деформаций примерно в 10 раз.

Отметим, что в виду сложности формы поперечного сечения любые расчеты, основанные на гипотезах сопротивления материалов, являются приближенными. Поэтому не произведен учет жесткостей опорных подшипников, поскольку для применяемых типов подшипников (Ultra Precision) эта жесткость очень высока и не влияет заметно на результаты. Учтем при этом, что предлагаемые для УММШ105 типы подшипников имеют значительно более высокую жесткость, чем применяемые на известных типах шпинделей. По этому реальная разница в результатах будет еще более значительна, чем расчетная в пользу УММШ105.

Конструкция шпинделя УММШ105 имеет характеристики:

- крепление – типа ВЗ с двумя штифтовыми отверстиями $\varnothing 8$ мм, разнесенными на противоположные стороны;
- общая длина 633 мм;

- максимальный диаметр – $\varnothing 270$ мм;
- максимальный диаметр шпинделя – $\varnothing 165$ мм;
- высота центра вращения шпинделя над плоскостью крепления – 135 мм;
- общая высота с коробами подвода проводов – 318 мм;
- степень защиты – IP67, вплоть до работы под СОЖ на глубине до 2 м;
- для дополнительной настройки подшипников и для предварительного напряжения конструкции применены четыре шпильки;
- требуется охлаждение дистиллированной водой в смеси с 25% тосола через резьбовые отверстия в корпусе моторшпинделя;

– устанавливаются ультрапрецизионные подшипники с роликами и шариками из металлокерамики, рабочими поверхностями подшипников из металлокерамики.

Использовался двигатель 1FW6090-0PB10-1JC2 фирмы Siemens с характеристиками:

- максимальный момент вращения при скорости $1-82 \text{ мин}^{-1}$ – 358 Нм;
- номинальный момент при скорости вращения $82-270 \text{ мин}^{-1}$ – 238 Нм;
- стартовый момент вращения – 305 Нм;
- максимальная скорость – 270 мин^{-1} ;
- обеспечен плавный набор хода без рывков, точность удержания – $0,0001^\circ$
- для подключения двигателя рекомендуется привод фирмы Siemens.

На шпиндель рекомендуется устанавливать датчик измерений RCN729 фирмы Heidenhain с характеристиками:

- отклонения при удержании, не более – $0,0001^\circ$
- отклонения при определении угла поворота, не более – $2''$.
- точность интерполирования, относительно собственной шкалы – $0,001^\circ$;

Выводы. Показано, что для эффективно работы шлифовального станка с ЧПУ необходимо значительное увеличение жесткости элементов конструкции станка. Предложенный новый вариант шпинделя обладает жесткостью превосходящей известные варианты шпинделей того же класса в десятки раз. Кроме того, необходимо применять более современные и прогрессивные типы двигателей – линейные для перемещения активных элементов станка и моментных для вращения шпинделя изделия. При выполнении таких условий появляется возможность составлять программы для ЧПУ по упрощенным расчетным схемам чисто геометрического характера, наиболее пригодных для существующих видов ЧПУ и добиваться при этом высокой точности шлифования.

Список литературы

1. Прогрессивные процессы обработки фасонных поверхностей / В.К.Кулик, Ю.В. Петраков, В.В. Иотов. – К.: Техніка, 1987. – 176 с., ил. – Библиогр. : С.173–175.
2. Юнусов Ф.С. Формообразование сложнопровильных поверхностей шлифованием. – М.: Машиностроение, 1987. – 248 с. ил.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. - М.: "Наука", 1974. - 559 с.

Рассматриваются вопросы изменения жесткости ключевых элементов конструкции шлифовального станка с ЧПУ с использованием современных типов двигателей: линейного и моментного. Показано, что при достаточной жесткости конструкции станка можно построить упрощенную процедуру вычисления межосевого расстояния с чисто геометрической точки зрения.

Problems about changing of construction element key stickiness on grinding machine with CNC using modern motor types: linear and moment – are briefly reviewing. If stickiness of machine construction is sufficient it is possible to construct lite model of axle base calculation with geometrical vision is statement.